



EP1180616

Biblio Desc Claims Page 1 Drawing

esp@cenet

Toroidal continuously variable transmission

Patent Number: EP1180616

Publication date: 2002-02-20

Inventor(s): YAMAMOTO TAKESHI (JP)

Applicant(s): NISSAN MOTOR (JP)

Requested Patent: JP2002054707

Application Number: EP20010119127 20010808

Priority Number(s): JP20000240838 20000809

IPC Classification: F16H15/38

EC Classification: F16H15/38

Equivalents: US2002019288, US6565478

Cited Documents: US5916057; JP2000199552

Abstract

A toroidal CVT is comprised of an input disc, an output disc coaxial with the input disc, and a power roller disposed on opposite surfaces of the input and output disc to transmit power from the input disc to the output disc. Dimensions and relationship of the input and output discs and the power roller are determined such that a spin S generated at each of a first contact point between the input disc and the power roller and a second contact point between the output disc and the power roller takes positive value throughout a transmission ratio range of the toroidal CVT. When $S = \sin \theta \cdot \sin \phi - (1 + k - \cos \phi) \cdot \cos \theta / \sin \theta$, values

θ , ϕ and k are determined so that S is greater than or equal to zero.

Data supplied from the **esp@cenet** database - I2

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2002-54707

(P2002-54707A)

(43)公開日 平成14年2月20日(2002.2.20)

(51)Int.Cl.⁷

F 16 H 15/38

識別記号

F I

F 16 H 15/38

テマコード(参考)

3 J 0 5 1

審査請求 未請求 請求項の数5 O.L (全11頁)

(21)出願番号

特願2000-240838(P2000-240838)

(22)出願日

平成12年8月9日(2000.8.9)

(71)出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72)発明者 山本 建

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(74)代理人 100105153

弁理士 朝倉 智 (外1名)

Fターム(参考) 3J051 AA03 AA08 BA03 BB02 BD02

BD09 CA05 CB07 DA05 EA05

EB01 EC02 EC03 EC07 ED20

(54)【発明の名称】 トロイダル型無段変速機

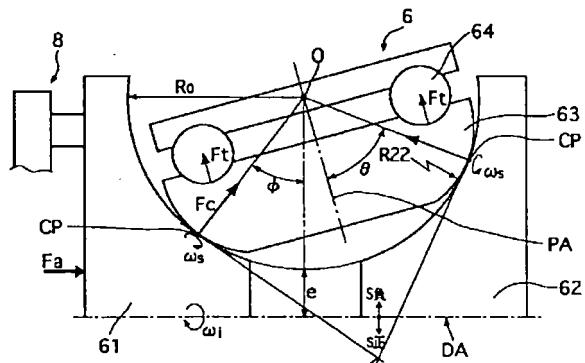
(57)【要約】

【課題】 ロー側変速比域及びハイ側変速比域における総動力損失を低減することができるトロイダル型無段変速機を提供すること。

【解決手段】 入力ディスク61及び出力ディスク62とパワーローラ63の接触点CPでの相対滑り角速度、すなわちスピン角速度を ω_s とし、入力ディスク61の角速度を ω_1 とし、その比 ω_s/ω_1 をスピンSとし、このスピンSを下記の式で与えたとき、

$$S = \{ \sin \theta \cdot \sin \phi - (1 + k - \cos \phi) \cdot \cos \theta \} / \sin \theta$$

スピンSが、ロー側変速比からハイ側変速比までの変速比範囲において0以上になるように θ , ϕ , k を設定した。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 同軸に対向配置された入力ディスク及び出力ディスクと、前記入力ディスクを入力トルクに比例した荷重で押しつけるローディングカムと、前記入出力ディスクの対向面にそれぞれ形成されたトロイド状の円弧面に動力伝達可能に挟持されるパワーローラと、該パワーローラを入出力ディスクの円弧中心に対して傾転可能に支持するパワーローラ支持部材と、前記パワーローラをパワーローラ支持部材に対して回転可能に支持するパワーローラ軸受とを備えたトロイダル型無段変速機において、前記入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点での相対滑り角速度、すなわちスピンドル角速度を ω_s とし、入力ディスクの角速度を ω_1 とし、その比 ω_s/ω_1 をスピンドル角速度とし、このスピンドル角速度を下記の式で与えたとき、

$$S = \{ \sin \theta \cdot \sin \phi - (1 + k - \cos \phi) \cdot \cos \theta \} / \sin \theta$$

ただし、 θ ：入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点における法線とパワーローラの回転軸がなす角度

ϕ ：パワーローラの傾転角度

k ：入出力ディスクの円弧半径を R_0 とし、円弧中心から入出力ディスク回転軸までの距離と R_0 の差を e としたときの比 e/R_0

上記式にて入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点におけるスピンドル角速度が、ロー側変速比からハイ側変速比までの変速比範囲において0以上になるように θ 、 ϕ 、 k を設定したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項2】 請求項1記載のトロイダル型無段変速機において、前記入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点におけるスピンドル角速度を±0.3の範囲内になるように θ 、 ϕ 、 k を設定したものに対し、開き角 θ を大きく変更すると共に、パワーローラの曲率半径を小さく変更したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項3】 請求項1または請求項2に記載のトロイダル型無段変速機において、

前記入出力ディスクに最大入力トルクが作用したときにも入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点におけるスピンドル角速度が、ロー側変速比からハイ側変速比までの変速比範囲において0以上になるように θ 、 ϕ 、 k を設定したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項4】 請求項1または請求項2に記載のトロイダル型無段変速機において、

前記パワーローラの傾転範囲をハイ変速比側にだけ大き

く設定し、かつ、入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点におけるスピンドル角速度が、変速比を拡大したハイ側変速比領域を除く変速比範囲において0以上になるように θ 、 ϕ 、 k を設定したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項5】 請求項1ないし請求項4に記載のトロイダル型無段変速機において、

前記パワーローラが全変速範囲にわたって傾転したときの入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点におけるスピンドル角速度の最小値が0.1以下になるように θ 、 ϕ 、 k を設定したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両等に適用されるトロイダル型無段変速機の技術分野に属する。

【0002】

【従来の技術】自動車に搭載される変速機のうち変速比が無段階に変化する無段変速機は、その滑らかさ、運転のしやすさ及び燃費向上の期待もあって近年研究開発が進められていて、ベルト式無段変速機に続いて、油膜のせん断によって動力を伝達するトラクションドライブ式トロイダル型無段変速機（以下、トロイダル型CVT）が既に実用化されている。

【0003】トロイダル型CVTは、エンジン効率最良点での運転が可能であり、燃費と動力性能の大幅な向上が可能な技術として注目されている。ただし、その特徴を最大限に活かすには、動力伝達効率を高めておくことが必要であり、フルトロイダル型CVTに比べて動力伝達部の動力損失が小さく高い効率が得られるという理由によりハーフトロイダル型CVTが選択されている。

【0004】すなわち、ハーフトロイダル型CVTは、入出力ディスクとパワーローラとの2つの接触点に引いた接線が交点を持ち、その交点の軌跡が全変速範囲においてディスク回転軸の近傍にあることから、スピンドル角速度がフルトロイダル型CVTに比べて小さい。

【0005】このハーフトロイダル型CVTにてスピンドル角速度を小さく抑える先行技術としては、特公平6-72653号公報に記載のものが知られている。

【0006】この従来公報には、図11に示すように、入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点における法線と、パワーローラの回転軸がなす角が等しく、その開き角を θ とし、また、入出力ディスクの円弧半径を R_0 とし、円弧中心から入出力ディスク回転軸までの距離と R_0 の差を e として、その比であるキャビティアスペクト比 k を e/R_0 とし、入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触面内におけるそれぞれの速度分布の差によって生じる相対滑りの角速度、すなわちスピンドル角速度を ω_s とし、入力ディスクの角速度を ω_1 とし、その比である ω_s/ω_1 をスピンドル角速度としたと

き、開き角θを50°以上とし、キャビティアスペクト比kを0.6以上とし、さらにスピンドルSを±0.3の範囲内になるように設定したものが記載されている。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、従来のトロイダル型無段変速機にあっては、スピンドルSが0未満となるロー側変速比域とハイ側変速比域において、動力損失が増加するという問題点があり、この結果、ロー側変速比域の使用頻度が高い市街地走行時や、ハイ側変速比域の使用頻度の高い高速道路走行時において、トロイダル型無段変速機の特徴を最大限引き出しての高い燃費性能や動力性能を望めない。以下、その理由について詳しく説明する。

【0008】まず、野口尚一著「機構学」(1976生産技術センター発行)の219頁に記載されているように、接触点にスピンドルがある状態で動力伝達を行うと、スピンドルの方向、すなわち、スピンドルSの値の正負にかかわらず動力損失を発生する。ここで、動力損失u₁は、スピンドルSによって接触点に発生するトルクをT_sとすると、

$$u_1 = |\omega_s| \cdot T_s \quad \dots(1)$$

となる。

【0009】T_sは、図12に示すように、接触面中心からの距離rの位置にある微少面積dAにおける接触面力をp、摩擦係数をμとすると、これらの積を接触面積内について積分したもの、すなわち、

$$S = \{ \sin \theta \cdot \sin \phi - (1 + k - \cos \phi) \cdot \cos \theta \} / \sin \theta \quad \dots(6)$$

また、接触点荷重F_cは、ローディングカムが入力ディスクを押し付ける力をF_a、パワーローラの数をnとしたとき、

$$F_c = F_a / (n \cdot \sin \phi) \quad \dots(7)$$

で与えられるが(日本機械学会論文講演抜刷;論文No.86-1182A「トロイダル形無段変速機に関する研究」参照)、入力トルクを一定、すなわち、F_aを一定とした場合、パワーローラ傾転角度φに対して、図14に示すように、パワーローラ傾転角度φが小さくなるほど、すなわちロー側ほど接触点荷重F_cは大きくなる。

【0013】ところが、図14に示すように、スピンドルSがロー側で負の値を取るので、φ=θ(変速比i=1)からロー側に向かって途中まではスピンドル絶対値|S|が小さくなるが、S=0よりもロー側ではパワーローラ傾転角度φが小さいほどスピンドル絶対値|S|が大きくなる。したがって、これらの積に比例する動力損失u₁は、最ロー付近で極端に大きくなる。

【0014】以上の説明は、μ、p及びAを一定として単純に計算しているが、これらの値を厳密に求めても同じことが言える。図15は田中らの手法(上記文献及び日本機械学会論文講演抜刷;論文No.89-0148B「スラスト玉軸受のトラクション油中のスピンドルモーメント」参照)により入出力ディスクとパワーローラの接触点における動力損失u₁(以下、接触点動力損失u₁という)及びパワーローラ軸受の動力損失u₂を(以下、軸受動力損失u₂という)それぞれ求め、足し合わせた総動力損失Uを示している。この厳密な計算によると、ロー側だけでなく、ハイ側の総動力損失Uも増大している。これは、接触点荷重F_cの低下がスピンドル絶対値|S|の増大を相殺しきれなかった結果である。したがって、S<0の範囲のすべてで、総動力損失Uが増加する。

$$T_s = \int p \mu r dA \quad \dots(2)$$

となる。

【0010】通常のトロイダル型無段変速機において、入出力ディスクとパワーローラの接触点は油膜を介して動力伝達を行う。よって、μを求めるには接触面内の各位置における油膜の摩擦係数を、滑り速度や油温や面圧等を考慮して求める必要があるが、ここでは簡単にするために一定とする。また、pはヘルツの接触理論により、半楕円体状の分布をするが、簡単にするために接触面内で一定とする。さらに、接触楕円の面積Aは接触点への荷重F_cの大きさによって変化するが、ここでは一定とすると、

$$T_s \propto p \propto F_c \quad \dots(3)$$

となる。

【0011】よって、上記(1),(3)式により、

$$u_1 \propto |\omega_s| \cdot F_c \quad \dots(4)$$

となる。入力ディスクの角速度ω₁を一定とすれば(4)式は、

$$u_1 \propto |S| \cdot F_c \quad \dots(5)$$

となる。

【0012】従来例では、|S|≤0.3とすることで、動力損失を小さく抑えることを目的としており、パワーローラの傾転角度φに対してスピンドルSが、図13のような値となる例を示している。ここで、スピンドルSは、下記の式で与えられる。

$$S = \{ \sin \theta \cdot \sin \phi - (1 + k - \cos \phi) \cdot \cos \theta \} / \sin \theta \quad \dots(6)$$

ント」参照)により入出力ディスクとパワーローラの接触点における動力損失u₁(以下、接触点動力損失u₁という)及びパワーローラ軸受の動力損失u₂を(以下、軸受動力損失u₂という)それぞれ求め、足し合わせた総動力損失Uを示している。この厳密な計算によると、ロー側だけでなく、ハイ側の総動力損失Uも増大している。これは、接触点荷重F_cの低下がスピンドル絶対値|S|の増大を相殺しきれなかった結果である。したがって、S<0の範囲のすべてで、総動力損失Uが増加する。

【0015】本発明は、上記問題点に着目してなされたもので、その目的とするところは、ロー側変速比域及びハイ側変速比域における総動力損失を低減することができるトロイダル型無段変速機を提供することにある。

【0016】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するためには、請求項1記載の発明では、同軸に対向配置された入力ディスク及び出力ディスクと、前記入力ディスクを入力トルクに比例した荷重で押し付けるローディングカムと、前記入出力ディスクの対向面にそれぞれ形成されたトロイダル形状の円弧面に動力伝達可能に挟持されるパワーローラと、該パワーローラを入出力ディスクの円弧中心に対して傾転可能に支持するパワーローラ支持部材と、

前記パワーローラをパワーローラ支持部材に対して回転可能に支持するパワーローラ鞋受と備えたトロイダル型無段変速機において、前記入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点での相対滑り角速度、すなわちスピンドル角速度を ω_s とし、入力ディスクの角速度を ω_1 とし、その比 ω_s/ω_1 をスピンドルSとし、このスピンドルSを下記の式で与えたとき、

$$S = \{ \sin \theta \cdot \sin \phi - (1 + k - \cos \phi) \cdot \cos \theta \} / \sin \theta$$

ただし、 θ ：入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点における法線とパワーローラの回転軸がなす角度
 ϕ ：パワーローラの傾転角度

k ：入出力ディスクの円弧半径を R_0 とし、円弧中心から入出力ディスク回転軸までの距離と R_0 の差をeとしたときの比 e/R_0

上記式にて入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点におけるスピンドルSが、ロー側変速比からハイ側変速比までの変速比範囲において0以上になるように θ 、 ϕ 、 k を設定したことを特徴とする。

【0017】請求項2記載の発明では、請求項1記載のトロイダル型無段変速機において、前記入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点におけるスピンドルSを±0.3の範囲内になるように θ 、 ϕ 、 k を設定したものに対し、開き角 θ を大きく変更すると共に、パワーローラの曲率半径を小さく変更したことを特徴とする。

【0018】請求項3記載の発明では、請求項1または請求項2に記載のトロイダル型無段変速機において、前記入出力ディスクに最大入力トルクが作用したときにも入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点におけるスピンドルSが、ロー側変速比からハイ側変速比までの変速比範囲において0以上になるように θ 、 ϕ 、 k を設定したことを特徴とする。

【0019】請求項4記載の発明では、請求項1または請求項2に記載のトロイダル型無段変速機において、前記パワーローラの傾転範囲をハイ変速比側にだけ大きく設定し、かつ、入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点におけるスピンドルSが、変速幅を拡大したハイ側変速比領域を除く変速比範囲において0以上になるように θ 、 ϕ 、 k を設定したことを特徴とする。

【0020】請求項5記載の発明では、請求項1ないし請求項4に記載のトロイダル型無段変速機において、前記パワーローラが全変速範囲にわたって傾転したときの入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点におけるスピンドルSの最小値が0.1以下になるように θ 、 ϕ 、 k を設定したことを特徴とする。

【0021】

【発明の作用および効果】請求項1記載の発明にあっては、入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接

触点におけるスピンドルSが、ロー側変速比からハイ側変速比までの変速比範囲において0以上になるように θ 、 ϕ 、 k が設定される。

【0022】すなわち、スピンドルSがロー側変速比からハイ側変速比までの変速比範囲にて正の値をとるため、常に $S = |S|$ となり、変速比が1からロー側またはハイ側に変化したときに、スピンドル絶対値 $|S|$ は単調減少する。

【0023】よって、スピンドル絶対値 $|S|$ と入出力ディスクとパワーローラの接触点荷重 F_c の増減がほぼ打ち消し合うため、 $|S|$ と F_c の積に比例する接触点動力損失特性をみると、ロー側変速比域及びハイ側変速比域における接触点動力損失 u_1 の増大が無い特性となり、この結果、ロー側変速比域及びハイ側変速比域における総動力損失Uを低減することができる。

【0024】請求項2記載の発明にあっては、入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点におけるスピンドルSを±0.3の範囲内になるように θ 、 ϕ 、 k を設定したもの（以下、従来例）に対し、開き角 θ が大きく変更されると共に、パワーローラの曲率半径が小さく変更される。

【0025】すなわち、開き角 θ を大きくすることでパワーローラの接触点荷重 F_c が低減し、入出力ディスク及びパワーローラの転がり疲労寿命が延長される。

【0026】そこで、パワーローラの曲率半径を小さくすることにより、入出力ディスクとパワーローラの接触面積の面積が小さくなり、これにより、疲労寿命を短くすることなく、接触点動力損失 u_1 が低減する。

【0027】請求項3記載の発明にあっては、入出力ディスクに最大入力トルクが作用したときにも入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点におけるスピンドルSが、ロー側変速比からハイ側変速比までの変速比範囲において0以上になるように θ 、 ϕ 、 k が設定される。

【0028】すなわち、入力トルクが大きくなり、パワーローラの接触点荷重 F_c が大きくなると、入出力ディスクやパワーローラ支持部材等の変形量が大きくなり、これに伴って、入出力ディスクとパワーローラの接触点がずれてスピンドルSが小さくなる。

【0029】よって、この入力トルクによるスピンドルSの低下を見越してスピンドルSの最小値を0より少し大きな値となるように設定しておくことで、入力トルクが大きく、変速比がロー側またはハイ側の条件においても、スピンドルSが負の値をとることがなく、接触点動力損失 u_1 の増大を防止することができる。

【0030】請求項4記載の発明にあっては、パワーローラの傾転範囲がハイ変速比側にだけ大きく設定され、かつ、入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点におけるスピンドルSが、変速幅を拡大したハイ側変速比領域を除く変速比範囲において0以上になるように

θ , ϕ , k が設定される。

【0031】すなわち、パワーローラの傾転範囲をハイ変速比側とロー変速比側に拡大することで変速幅を大きくし、かつ、スピンドル S を全変速比域において 0 以上になるように設定すると、変速比 1 におけるスピンドル S が大きくなつて接触点動力損失 u_1 が増大する。また、スピンドル S が負である場合、ハイ変速比に向かうにしたがつて接触点荷重 F_c が低下するため、ハイ変速比側での接触点動力損失 u_1 の増大はロー変速比側での接触点動力損失 u_1 の増大より小さい。

【0032】よつて、傾転範囲をハイ側のみに大きくすることで、ロー側での接触点動力損失 u_1 の増大を抑えつつ、ハイ側の変速幅を拡大することができる。

【0033】請求項 5 記載の発明にあつては、パワーローラが全変速範囲にわたつて傾転したときの入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点におけるスピンドル S の最小値が 0.1 以下になるように θ , ϕ , k が設定される。

【0034】すなわち、スピンドル S が大きくなると、入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点における油膜の温度が高くなり、動力伝達能力が低下する。ちなみに、変速比ローにおける油膜の温度特性をみると、スピンドル S が 0.1 を超えるとスピンドル增加に対する油膜温度上昇の割合が大きくなる。

【0035】よつて、スピンドル S の最小値が 0.1 以下になるように θ , ϕ , k を設定することで、使用頻度の高い最ロー変速比側及び最高変速比側での、入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点における油膜の温度上昇を抑えることができる。

【0036】

【発明の実施の形態】本発明の実施の形態を、第一実施例～第五実施例により説明する。

【0037】(第一実施例) 第一実施例は請求項 1, 2 に記載された発明に対応するトロイダル型無段変速機である。

【0038】図 1 はデュアルキャビティによるハーフトロイダル型無段変速機(以下、トロイダル型 CVT)の機械的構成を示すスケルトン図であり、このトロイダル型 CVT は、エンジン 1 の出力軸 2 にトーションバルブ 3 を介して連結されたインプットシャフト 4 と、該シャフト 4 の外側に遊嵌合された中空シャフト 5 を有し、これらのシャフト 4, 5 の軸線上には、第 1 トロイダル CVT 6 及び第 2 トロイダル CVT 7 と、入力ディスク 61, 71 を入力トルクに比例した荷重で押し付けるローディングカム 8 とが配設されている。

【0039】上記第 1, 第 2 トロイダル CVT 6, 7 は、ほぼ同一の構成であり、いずれも、対向面がトロイド状の円弧面とされた入力ディスク 61, 71 と出力ディスク 62, 72 とを有し、これらの対向面間に、両ディスク 61, 62 間と両ディスク 71, 72 間でそれぞ

れ動力を伝達するパワーローラ 63, 73 が 2 つづつ介設されている。

【0040】そして、エンジン 1 から遠い方に配置された第 1 トロイダル CVT 6 は、入力ディスク 61 が反エンジン側に、出力ディスク 62 がエンジン側に配置され、また、エンジン 1 に近い方に配置された第 2 トロイダル CVT 7 は、入力ディスク 71 がエンジン側に、出力ディスク 72 が反エンジン側に配置されており、かつ、両トロイダル CVT 6, 7 の入力ディスク 61, 71 は中空シャフト 5 の両端部にそれぞれ摺動可能に結合され、また、出力ディスク 62, 72(以下、「一体化出力ディスク 60」と記す)は一体化されて、該中空シャフト 5 の中間部に回転自在に支持されている。

【0041】前記パワーローラ 63, 73 は、トラニオン 65, 75(パワーローラ支持部材)により、入出力ディスク 61, 62 の円弧中心と入出力ディスク 71, 72 の円弧中心に対しそれぞれ傾転可能に支持されている。また、パワーローラ 63, 73 とトラニオン 65, 75 との間には、パワーローラ 63, 73 をトラニオン 65, 75 に対して回転可能に支持するパワーローラ軸受 64, 74 が設けられている。

【0042】前記第 1, 第 2 トロイダル CVT 6, 7 の一体化出力ディスク 60 の外周には出力ギア 9 が設けられ、この出力ギア 9 がディファレンシャル装置 1 のドライブギア 10 と噛み合い、ディファレンシャル装置 1 から左右に延びる駆動軸 12a, 12b を介して左右の駆動輪に動力を伝達するようになっている。

【0043】図 2 はトロイダル型 CVT の変速を管理する油圧系の機械的構成図であり、第 1 トロイダル CVT 6 の変速系について説明する。第 1 トロイダル CVT 6 での変速は、パワーローラ 63 を支持するトラニオン 65 を平衡点から上下に変位させることにより行い、この変位によりパワーローラ 63 と入出力ディスク 61, 62 の回転方向ベクトルに差異が発生してパワーローラ 63 は傾転する。

【0044】前記トラニオン 65 は、油圧サーボ 30 のサーボピストン 31 とつながつておらず、油圧サーボ 30 の Hi 側シリンダ 30a 内の油とロー側シリンダ 30b 内の油の差圧で変位する。Hi 側シリンダ 30a の油圧とロー側シリンダ 30b の油圧はシフトコントロールバルブ 46 で制御する。

【0045】前記シフトコントロールバルブ 46 は、バルブ内のスプール 46S が変位することにより、ライン圧ポート 46 から供給される油を Hi 側ポート 46Hi 又はロー側ポート 46Low の一方に流し、他方のロー側ポート 46Low 又は Hi 側ポート 46Hi からドレンポート 46D へ油を流出させることで油圧サーボ 30 の差圧を変化させる。

【0046】また、前記トラニオン 65 の一つには、プリセスカム 35 が取り付けられており、プリセスカム 3

うには溝が切ってある。プリセスカム35の溝はLリンク38の片端に接しており、Lリンク38の片端はIリンク37の片端に自由支持されている。そのためトランニオン45の変位と傾転角がIリンク37にフィードバックされる。Iリンク37のもう片端はステップモータ36につながっており、先ほどのシフトコントロールバルブ46のスプール46SはIリンク37上に自由支持されている。従って、ステップモータ36の変位とプリセスカム35からのフィードバックとからスプール46Sの変位は決まる。

【0047】図3は第一実施例でのトロイダル型CVTの諸元設定を説明する図で、図3において、6は第1トロイダルCVT、8はローディングカム、61は入力ディスク、62は出力ディスク、63はパワーローラ、64はパワーローラ軸受、CPはパワーローラ接触点、Oは円弧中心、PAはパワーローラ回転軸、DAはディスク回転軸、CRは2つの接触点CP、CPに引いた接線の交点、Sはスピンドル、 ω_s はスピンドル角速度、 ω_1 は入力ディスク角速度、 θ はパワーローラ接触点CPにおける法線とパワーローラ回転軸PAがなす開き角、 ϕ はパワーローラ傾転角度、 R_0 は入出力ディスク61、62の円弧半径、eは円弧中心Cからディスク回転軸DAまでの距離と R_0 の差、R22はパワーローラ曲率半径、Faはローディングカム8が入力ディスク61を押し付ける力、Fcは接触点荷重、Ftはパワーローラ軸受64に働くスラスト荷重である。なお、図示しないが第2トロイダルCVT7も同様の設定となっている。

【0048】この第一実施例では、従来例の考え方を踏襲し、スピンドルS($=\omega_s / \omega_1$)を下記の式で与えたとき、

$$S = \{ \sin \theta \cdot \sin \phi - (1 + k - \cos \phi) \cdot \cos \theta \} / \sin \theta$$

入力ディスク61及び出力ディスク62とパワーローラ63の接触点CP、CPにおけるスピンドルSが、ロー側変速比からハイ側変速比までの変速比範囲(2~0.5)において±0.3の範囲内になるように θ 、 ϕ 、kを設定した従来例に対し、開き角 θ を大きくする変更(53.6°→55.9°)することにより、ロー側変速比からハイ側変速比までの変速比範囲(2~0.5)においてスピンドルSが0以上になるように設定したものである。

【0049】なお、上記式においてスピンドルSが0以上の正の値になる設定とは、パワーローラ63の2つの接触点CP、CPに引いた接線の交点CRが、図3に示すように、ディスク回転軸DAよりも遠い位置に存在する設定と同義である。ちなみに、交点CRがディスク回転軸DA上に存在する設定がスピンドルS=0であり、交点CRがディスク回転軸DAよりも近い位置に存在するとスピンドルSは負の値となる。

【0050】すなわち、第一実施例での諸元の設定は、

図4に示すように、開き角 θ を、従来例の53.6°から55.9°へと大きくする設定とし、従来例と同じ変速比iの範囲を得るためにパワーローラ傾転角度 ϕ を、従来例の27.4°~79.9°から31°~81°へと範囲を大きい角度側にスライドして設定している。また、k=0.6、i=2~0.5、 $R_0=40\text{mm}$ 、R22=30mmであり、これらの諸元に関しては、従来例と同じである。ここで、変速比iは、入力ディスク回転数をNi、出力ディスク回転数をNoとしたとき、 $i=N_i/N_o$

である。

【0051】次に、作用を説明する。

【0052】スピンドルSがロー側変速比からハイ側変速比までの全変速比範囲にて正の値をとるため、常に $S=|S|$ となり、図5のスピンドル絶対値特性に示すように、変速比iがi=1からロー側またはハイ側に変化したときに、スピンドル絶対値|S|はいずれの変化に対しても単調に減少する。

【0053】よって、スピンドル絶対値|S|と入出力ディスク61、62とパワーローラ63の接触点荷重Fcの増減がほぼ打ち消し合うため、|S|とFcの積に比例する接触点動力損失特性をみると、ロー側変速比域及びハイ側変速比域における接触点動力損失 u_1 の増大が無い特性となり、この結果、図5の総動力損失特性に示すように、ロー側変速比域及びハイ側変速比域における総動力損失Uを従来例の総動力損失Uと比較して低減することができる。

【0054】なお、スピンドルSを全変速比範囲において0以上に設定していることで、変速比1付近では、図5のスピンドル絶対値特性に示すように、スピンドル絶対値|S|が従来例のスピンドル絶対値|S|よりも大きな値となり、|S|とFcの積に比例する接触点動力損失 u_1 が増加する。

【0055】しかしながら、軸受動力損失 u_2 について考えると、パワーローラ軸受64に働くスラスト荷重Ftは、

$$F_t = 2 F_c \cdot \cos \theta$$

で表されるため、従来例に対して開き角 θ を大きくすることでスラスト荷重Ftは低減する。また、軸受動力損失 u_2 はスラスト荷重Ftにほぼ比例するため、軸受動力損失 u_2 は従来例よりも低減する。ちなみに、図6は開き角 θ を変えたときの接触点動力損失 u_1 と軸受動力損失 u_2 と総動力損失Uの特性図であり、例えば、開き角 θ を θ_1 から θ_2 まで大きくしたとき、接触点動力損失 u_1 は増大するが、軸受動力損失 u_2 は減少し、総動力損失Uについては、開き角が θ_1 のときと開き角が θ_2 のときとではほとんど変化しない。

【0056】その結果、図5の総動力損失特性に示すように、接触点動力損失 u_1 と軸受動力損失 u_2 の和である総動力損失Uは、変速比1付近においても従来例の総

動力損失Uとほとんど変わらない。

【0057】また、スピニSを設定する諸元 θ , ϕ , k のうち、パワーローラ傾転角度 ϕ については、僅かに変更することで変速比範囲2~0.5というように従来例と変わらない変速比範囲を得ることができるし、また、キャビティアスペクト比 k ($= e / R_0$) の変更が無いことで変速機の寸法も従来例と変わらないものとなる。【0058】したがって、第一実施例では、従来例に対し開き角 θ の変更設定を行うだけで、スピニSの最大値は大きくなるが、変速比1付近における総動力損失Uは従来例とほとんど変わらないまま、ロー側変速比域及びハイ側変速比域における総動力損失Uを低減することができる。

【0059】加えて、パワーローラ傾転角度 ϕ の僅かな変更調整により変速比範囲を従来例と同じにすることができる、さらに、キャビティアスペクト比 k は専ら変更することができないため、変速機寸法を従来例と同じにすることはできる。つまり、周辺部材との寸法関係を含めた大幅な設計変更を要する事がない、容易に置き換えて採用することができる。

【0060】(第二実施例) 第二実施例は請求項2に記載された発明に対応するトロイダル型無段変速機である。

【0061】この第二実施例は、上記従来例に対し、第一実施例と同様に、開き角 θ を大きく変更設定 (53.6° → 55.9°) し、パワーローラ傾転角度 ϕ を変更設定 (27.4° ~ 79.9° → 31° ~ 81°) すると共に、変速比1における動定格寿命 (JIS B1518参照) が従来例と同じになるように、パワーローラ63の曲率半径R22を小さく変更設定 (30mm → 28.9mm) したものである。

【0062】すなわち、開き角 θ を大きくすることでパワーローラ63の接触点荷重F_cが低減する。これは、図4に示すように、変速比1での接触点荷重F_cが39540Nから38460Nに低下していることからも明らかである。

【0063】よって、接触点荷重F_cの低減により、入出力ディスク61, 62及びパワーローラ63の転がり疲労寿命が延長されるが、第一実施例では、開き角 θ とパワーローラ傾転角度 ϕ 以外の諸元を変更していない。

【0064】そこで、第二実施例では、変速比1における動定格寿命が従来例と同じになるように、パワーローラ63の曲率半径R22を小さくした。

【0065】作用を説明すると、パワーローラ63の曲率半径R22を小さくすることにより、入出力ディスク61, 62とパワーローラ63の接触輪円の面積が小さくなり、これにより、接触点動力損失u₁が低減する。

【0066】この結果、図7の総動力損失特性の対比図に示すように、従来例に比べロー側及びハイ側における総動力損失Uの増大も無く、変速比1付近においても第

一実施例に比べさらに総動力損失Uを小さく抑えることができる。

【0067】(第三実施例) 第三実施例は請求項3に記載された発明に対応するトロイダル型無段変速機である。

【0068】この第三実施例は、入出力ディスク61, 62に最大入力トルクが作用したときにも入力ディスク61及び出力ディスク62とパワーローラ63の接触点CPにおけるスピニSが、ロー側変速比からハイ側変速比までの全変速比範囲において0以上になるように θ , ϕ , k を設定したものである。

【0069】すなわち、図8のスピニ特性に示すように、入力トルクが0におけるスピニSの最小値を0よりも大きく設定している。

【0070】作用を説明すると、入力トルクが大きくなり、パワーローラ63の接触点荷重F_cが大きくなると、入出力ディスク61, 62の変形量やトラニオン65の変形量が大きくなり、これに伴って、入出力ディスク61, 62とパワーローラ63の接触点CPがずれてスピニSが小さくなる。

【0071】よって、この入力トルクによるスピニSの低下を見越してスピニSの最小値を0より少し大きな値となるように設定しておくことで、入力トルクが大きく、変速比がロー側またはハイ側の条件においても、スピニSが負の値をとることがなく、接触点動力損失u₁の増大を防止することができる。

【0072】(第四実施例) 第四実施例は請求項4に記載された発明に対応するトロイダル型無段変速機である。

【0073】この第四実施例は、パワーローラ63の傾転範囲をハイ変速比側にだけ大きく設定し、かつ、入力ディスク61及び出力ディスク62とパワーローラ63の接触点CPにおけるスピニSを、図9に示すように、変速幅を拡大したハイ側変速比領域では負の値になるが、ハイ側変速比領域を除くロー側変速比範囲においては0以上の正の値になるように θ , ϕ , k を設定したものである。

【0074】作用を説明すると、例えば、パワーローラ63の傾転範囲をハイ変速比側とロー変速比側に拡大することで変速幅を大きくし、かつ、スピニSを全変速比域において0以上になるように設定すると、スピニ特性からも明らかのように、変速比全域で上方に移動する特性となり、最大値となる変速比1におけるスピニSが大きくなっている間に接触点動力損失u₁が増大する。

【0075】しかしながら、第四実施例では、パワーローラ63の傾転範囲をハイ側のみに大きくしており、 $i < 0.5$ のハイ変速比範囲では、スピニSが0以下の負の値となり、スピニ絶対値|S|が増加してゆくが、これまで説明してきたように、接触点荷重F_cも変速比がハイ側になるほど低下するため、ハイ変速比側での接触

点動力損失 u_1 の増大はそれほど大きなものとはならない。

【0076】よって、パワーローラ63の傾転範囲をハイ側のみに大きくすることで、ロー側での接触点動力損失 u_1 の増大を抑えつつ、ハイ側の変速幅を拡大することができる。

【0077】(第五実施例) 第五実施例は請求項5に記載された発明に対応するトロイダル型無段変速機である。

【0078】この第五実施例は、パワーローラ63が全変速範囲にわたって傾転したときの入力ディスク61及び出力ディスク62とパワーローラ63の接触点CPにおけるスピンドルSの最小値が0.1以下になるように θ , ϕ , k を設定した例である。

【0079】作用を説明すると、パワーローラ軸受64へのスラスト荷重 F_t を低減するために開き角 θ を大きくすると、スピンドルSが大きくなるため、入力ディスク61及び出力ディスク62とパワーローラ63の接触点CPにおける油膜の温度が高くなり、動力伝達能力が低下する。

【0080】ちなみに、図10はkと θ を変えた場合の、変速比ローにおける油膜の温度特性を示したものである。図10をみると、スピンドルSが0.1を超えるとスピンドル增加に対する油膜温度温度上昇の割合が大きくなる。よって、発進時の動力伝達能力を悪化させないためには、ロー変速比におけるスピンドルSを0.1以下にする必要がある。

【0081】よって、スピンドルSの最小値が0.1以下になるように θ , ϕ , k を設定することで、使用頻度の高い最ロー変速比側及び最ハイ変速比側での、入力ディスク61及び出力ディスク62とパワーローラ63の接触点CPにおける油膜の温度上昇を抑えることができる。

【0082】以上、従来例をベースにスピンドルSを設定するようにした第一実施例～第五実施例について説明してきたが、入力ディスク及び出力ディスクとパワーローラの接触点におけるスピンドルSが、ロー側変速比からハイ側変速比までの変速比範囲において0以上になるように θ , ϕ , k の値を設定したものであれば本発明に含まれる。

【0083】また、変速比無限大無段変速機(IVT)の無段変速機構として採用されるトロイダル型無段変速機にも本発明を適用することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】第一実施例のトロイダル型無段変速機を示すスケルトン図である。

【図2】第一実施例のトロイダル型無段変速機の変速制御系を示す図である。

【図3】第一実施例のトロイダル型無段変速機の諸元設定を説明する図である。

【図4】従来例と第一実施例と第二実施例の諸元設定の

対比表を示す図である。

【図5】第一実施例と従来例のトロイダル型無段変速機におけるスピンドル絶対値特性と総動力損失特性の対比特性図である。

【図6】第一実施例のトロイダル型無段変速機において開き角を変化させたときの接触点動力損失特性と軸受動力損失特性と総動力損失特性を示す特性図である。

【図7】第二実施例のトロイダル型無段変速機における総動力損失特性を従来例の総動力損失特性及び第一実施例の総動力損失特性と対比した比較特性図である。

【図8】第三実施例のトロイダル型無段変速機におけるスピンドル特性図である。

【図9】第四実施例のトロイダル型無段変速機におけるスピンドル特性図である。

【図10】第五実施例のトロイダル型無段変速機におけるkと θ を変えた場合の変速比ローにおける油膜の温度特性図である。

【図11】従来例のトロイダル型無段変速機の諸元設定を説明する図である。

【図12】スピンドルによって接触点に発生するトルクを説明する図である。

【図13】従来例のトロイダル型無段変速機におけるスピンドル特性図である。

【図14】従来例のトロイダル型無段変速機におけるスピンドル絶対値特性と接触点動力損失特性と接触点荷重特性を示す図である。

【図15】従来例のトロイダル型無段変速機におけるスピンドル絶対値特性と総動力損失特性を示す図である。

【符号の説明】

- 1 エンジン
- 2 出力軸
- 3 トーションアルダンバー
- 4 インプットシャフト
- 5 中空シャフト
- 6 第1トロイダルCVT
- 6.1 入力ディスク
- 6.2 出力ディスク
- 6.3 パワーローラ
- 6.4 パワーローラ軸受
- 6.5 トラニオン(パワーローラ支持部材)
- 7 第2トロイダルCVT
- 7.1 入力ディスク
- 7.2 出力ディスク
- 7.3 パワーローラ
- 7.4 パワーローラ軸受
- 7.5 トラニオン(パワーローラ支持部材)
- 8 ローディングカム
- C P パワーローラ接触点
- O 円弧中心
- P A パワーローラ回転軸

DA ディスク回転軸

CR 交点

S スピン

 ω_s スピン角速度 ω_1 入力ディスク角速度 θ 開き角 ϕ パワーローラ傾転角度 R_0 円弧半径e 円弧中心Cからディスク回転軸DAまでの距離と R_0 の差k キャビティアスペクト比 ($= e / R_0$)

R22 パワーローラ曲率半径

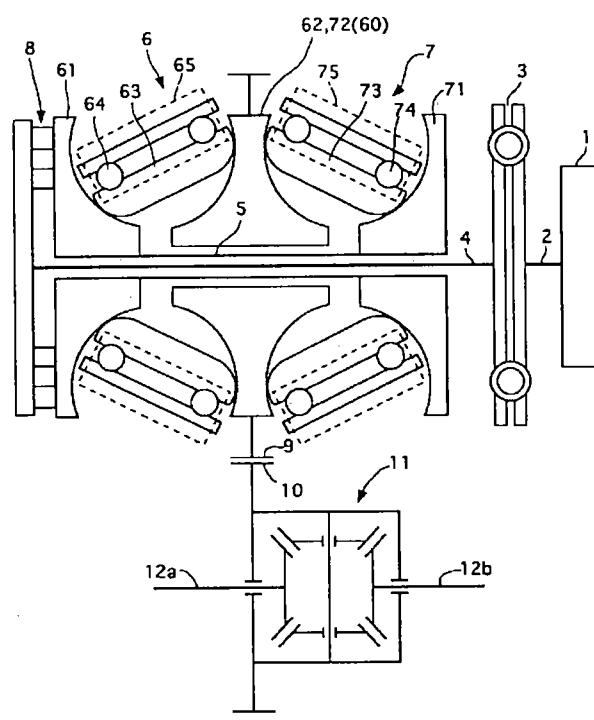
Fa 入力ディスク押し付け力

Fc 接触点荷重

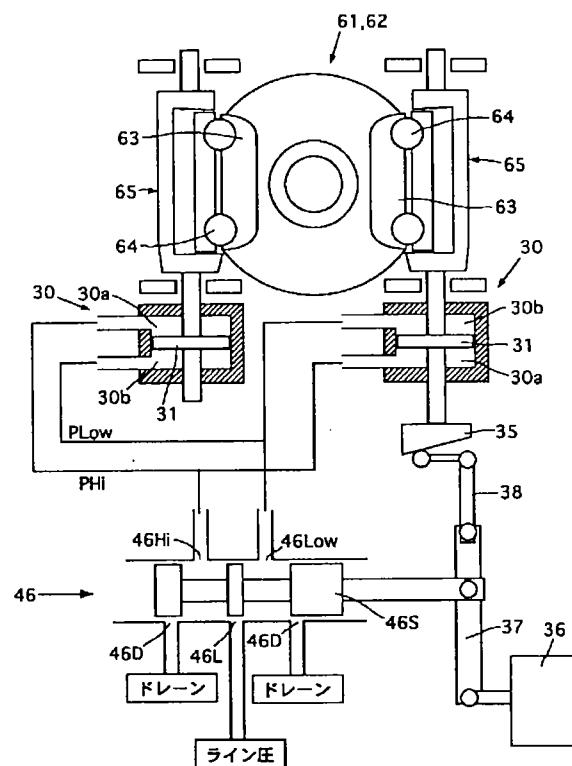
Ft スラスト荷重

i 変速比

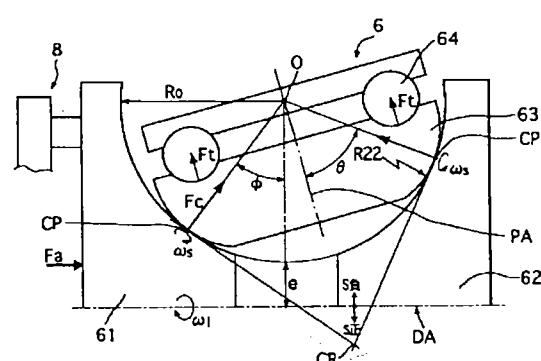
【図1】



【図2】



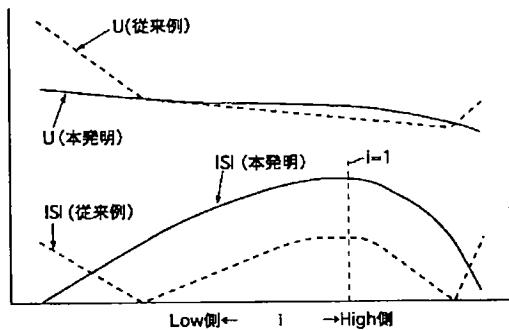
【図3】



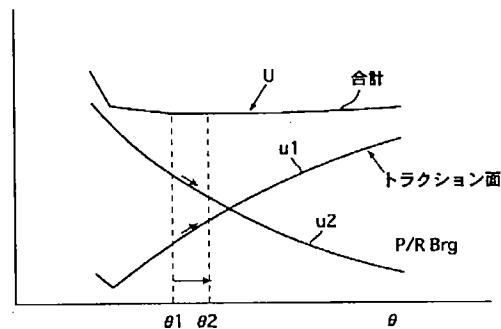
【図4】

| | 従来例 | 本発明 | |
|--------------------------|-----------|-----------|-----------|
| | | 第一実施例 | 第二実施例 |
| k | 0.6 | 0.6 | 0.6 |
| $\theta(^{\circ})$ | 53.6 | 55.9 | 55.9 |
| i | 2-0.5 | 2-0.5 | 2-0.5 |
| $\phi(^{\circ})$ | 27.4-79.9 | 30.0-81.0 | 30.0-81.0 |
| $R_0(\text{mm})$ | 40 | 40 | 40 |
| $R22(\text{mm})$ | 30 | 28.9 | 28.9 |
| $I=1$ での $F_c(\text{N})$ | 39540 | 38460 | 38460 |
| $I=1$ での $F_t(\text{N})$ | 46878 | 43133 | 43133 |

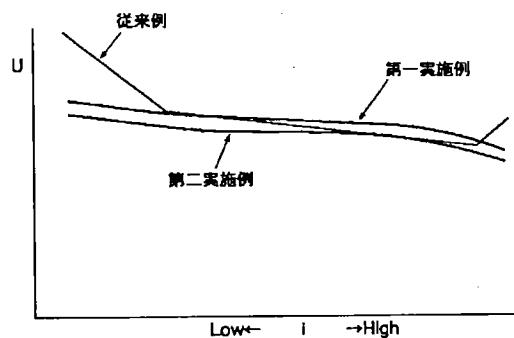
【図5】



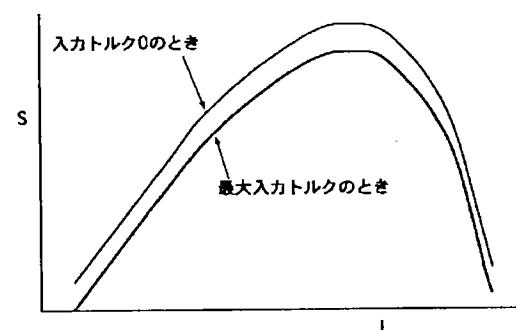
【図6】



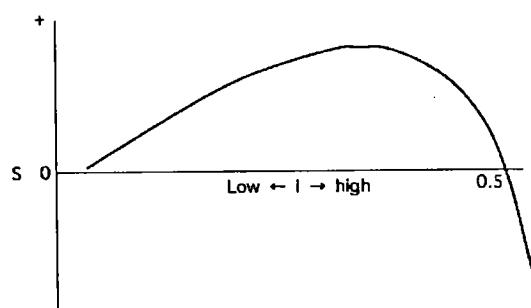
【図7】



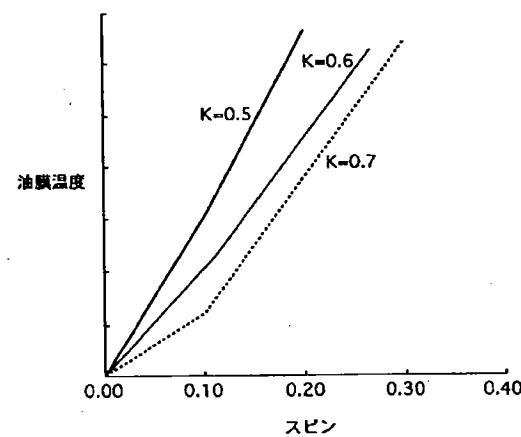
【図8】



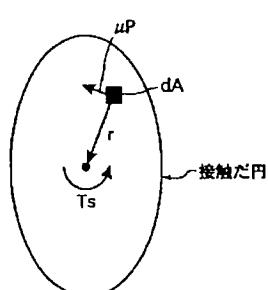
【図9】



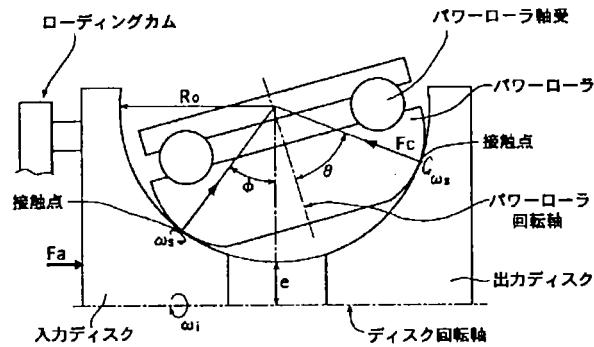
【図10】



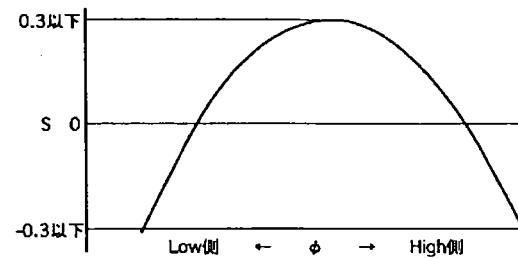
【図12】



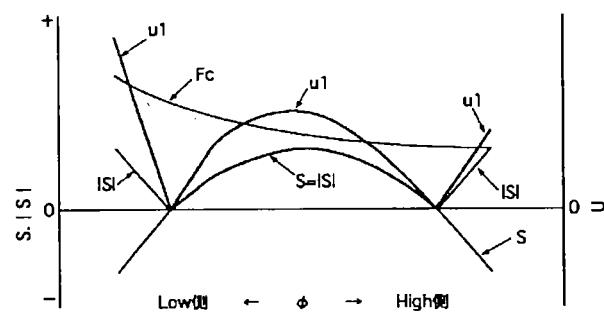
【図11】



【図13】



【図14】



【図15】

